

ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИЕ УСТАНОВКИ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА НА НИЗКОКИПАЩИХ РАБОЧИХ ТЕЛАХ ДЛЯ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ СТАНЦИЙ

*Б.Д. Билека, д-р техн. наук, В.Н. Клименко, д-р техн. наук,
Институт технической теплофизики НАН Украины, г. Киев,
Н.И. Радченко, д-р техн. наук, А.А. Сирота, канд. техн. наук,*

Николаевский государственный гуманитарный университет им. Петра Могилы, г. Николаев, Украина

1. Анализ проблемы и постановка задачи исследования

Природный газ составляет почти 45 % в топливном балансе Украины, причем импортируется более 75 % газа. На его долю приходится около 10 % расходной части бюджета государства. Газотранспортная сеть является важнейшей составляющей всего топливно-энергетического комплекса. Почти половина стоимости импортируемого газа покрывается за счет транзитных услуг. Тепловой эквивалент объемов газа, получаемого на компенсационной основе, составляет 70 % теплового эквивалента, добываемого в стране угля. Поэтому проблема сокращения расходов на перекачку газа стоит очень остро. Ее решение создает предпосылки для перехода газотранспортной отрасли на самофинансирование.

Почти 5 % транспортируемого газа сжигается в газотурбинных установках (ГТУ) компрессорных станций (КС). Задача их энергетического совершенствования является первоочередной. Она решается двумя путями: совершенствованием газоперекачивающих агрегатов, обеспечивающим оптимальные значения их характеристик, и улучшением энергетической структуры КС с максимальной утилизацией сбросной теплоты всех температурных уровней.

В рамках первого направления осуществляется переход на газопаротурбинные установки (ГПТУ) с впрыском энергетического пара в камеру сгорания по так называемой схеме "STIG", что позволит повысить КПД газотурбинных газоперекачивающих агрегатов с 0,25...0,30 до 0,40...0,65 и сократить затраты на транспортировку газа в 2,5 - 4 раза. В схеме "STIG" пар, впрыскиваемый в камеру сгорания ГТД, выраба-

тывается в утилизационном котле (УК), использующем высокопотенциальную (400...500 °С) теплоту отработанной парогазовой смеси (ПГС). Однако тепловой потенциал ПГС среднего уровня (100...180 °С) после УК остается незадействованным.

Дальнейшим развитием схемы "STIG", связанным с реализацией второго направления энергетического совершенствования КС, стали отечественные ГПТУ типа "Водолей" с конденсацией пара из отработанной ПГС в контактном конденсаторе при непосредственном контакте ПГС и охлаждающей воды.

Значительные потери низкопотенциальной теплоты, отводимой от охлаждающей воды в теплообменниках воздушного охлаждения (ТВО), составляющие 65...75 % всех тепловых потерь, а также затраты электроэнергии на привод циркуляционного насоса и вентиляторов ТВО, достигающие 2...3 % мощности ГПТУ, стимулировали последующие исследования по выявлению и реализации резервов использования средне- и низкопотенциальной сбросной теплоты ГПТУ в теплоутилизирующих контурах (ТУК) на низкокипящих рабочих телах (НРТ) для выработки электроэнергии в турбогенераторе (ТГ). При этом преследовалась цель повышения степени автономности КС, как правило, удаленных от населенных пунктов и на которых практически отсутствуют потребители тепловой энергии.

В ряде работ, выполненных, в частности, в ИТГФ НАН Украины, было показано, что применение ТУК на НРТ позволяет повысить КПД ГПТУ примерно на 3 %, что при мощности КГПТУ 16 и 25 МВт (КГПТУ-16 и -25) составляет величину довольно существенную. Даже 10 %-ное использование сбросной теплоты

для производства электроэнергии обеспечивает покрытие собственных нужд КС. Однако включение в схему довольно сложного контура ТГ значительно усложняет установку, требует больших капиталовложений и приемлемо для КС, степень износа основного энергетического оборудования которых еще допускает проведение капитальной реконструкции. Для большинства же КС со значительным моральным и физическим износом оборудования такая реконструкция экономически нецелесообразна, поскольку капиталовложения сопоставимы с остаточной его стоимостью. Поэтому затраты на энергосберегающую надстройку и сроки введения ее в эксплуатацию должны быть минимальны. В то же время условия эксплуатации КС должны соответствовать повышенным требованиям безопасности, в том числе и экологической.

2. Анализ тепловой эффективности теплоиспользующей эжекторной установки кондиционирования воздуха

В настоящей работе проанализировано одно из возможных направлений использования среднетемпературной теплоты ПГС после УК (160...180 °С) – для производства холода. Потребителями холода на КС являются установки комфортного и технологического кондиционирования для служебных помещений станции автоматизированного управления КС, источниками тепловыделений в которых являются мощные ЭВМ и другое электронное оборудование, для помещений укрытия ГТУ, температура в которых не должна превышать 40 °С. Реализация этого направления позволит сократить потребление электроэнергии от внешней сети на работу установок кондиционирования воздуха и таким образом повысить степень автономности КС.

При решении поставленной задачи исходили прежде всего из следующих условий:

- высокая надежность эксплуатации ТУК;
- экологическая безопасность рабочего тела;
- возможность использования серийно выпускаемого оборудования;

- простота конструкции, минимальные капитальные затраты и трудоемкость монтажных работ, обеспечивающие возможность их выполнения в сжатые сроки при реконструкции уже находящихся в эксплуатации ГПС;

- минимальная зависимость от внешних источников энергии.

В наиболее полной степени указанным требованиям удовлетворяет теплоиспользующая эжекторная холодильная машина (ТЭХМ), единственным сложным элементом которой является насос (рис. 1).

ТЭХМ работает следующим образом. Образующийся в генераторе 7 (за счет подвода теплоты от ПГС) парообразный хладагент (НРТ) поступает в сопло эжектора 8, ускоряется в нем в процессе расширения и преобразования потенциальной энергии давления в кинетическую и подсасывает пары хладагента из испарителя-воздухоохладителя 11 установки кондиционирования. В камере смешения и диффузоре эжектора смесь обоих потоков сжимается, после чего направляется в конденсатор 9. Жидкость из конденсатора разделяется на два потока: один используется в паросиловом цикле, а другой в холодильном. Первый поток подается насосом 10 в генератор 7, а второй после дросселирования в дроссельном клапане 12 поступает в испаритель-воздухоохладитель 11 установки кондиционирования.

Применение в качестве рабочего тела (хладагента) НРТ существенно упрощает конструкцию, поскольку отпадает необходимость создания в испарителе вакуума. При подводе к генератору ТЭХМ газов из газовыпускного тракта ГТУ по отдельному газопроводу с возможностью их разбавления воздухом создаются условия для решения двух задач: сведение к минимуму емкости ТЭХМ по хладагенту (за счет максимального приближения генератора к объектам кондиционирования) и обеспечение работы ТУК при температурах хладагента в генераторе, соответствующих максимальной термодинамической эффективности цикла (благодаря разбавлению чрезмерно перегретой ПГС воздухом).

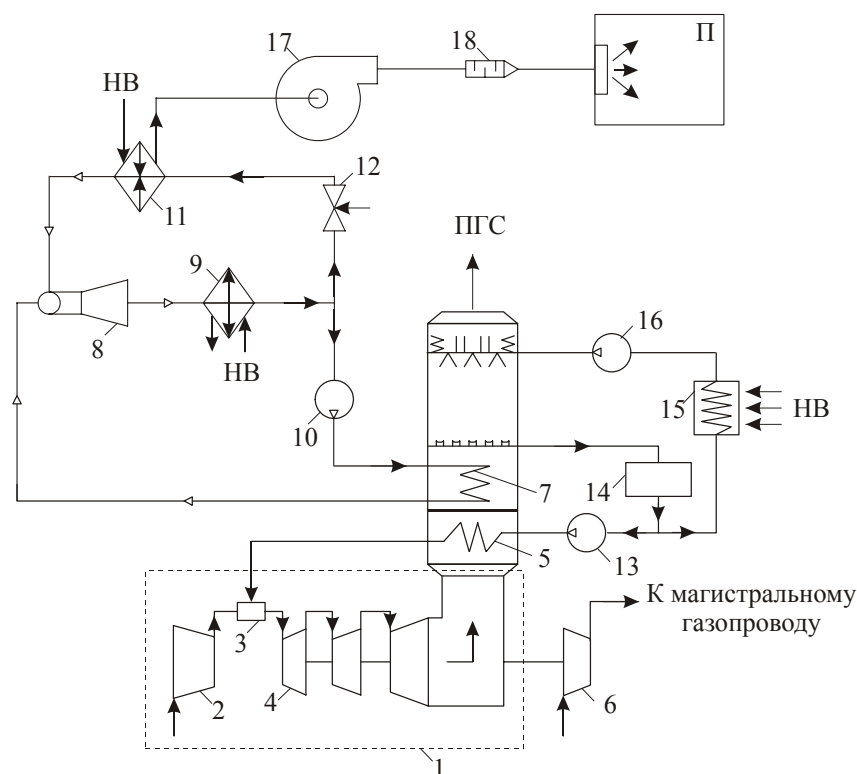


Рис. 1. Схема ГПТУ с ТЭХМ установки кондиционирования воздуха:

- | | |
|--|------------------------------------|
| 1 – ГТД; | 2 – воздушный компрессор; |
| 3 – камера сгорания; | 4 – турбина; |
| 5 – утилизационный котел; | 6 – газоперекачивающий компрессор; |
| 7 – генератор пара НРТ; | 8 – паровой эжектор; |
| 9 – воздушный конденсатор НРТ; | 10 – циркуляционный насос НРТ; |
| 11 – испаритель-воздухоохладитель НРТ; | 12 – дроссельный клапан; |
| 13 – питательный насос; | 14 – сборник конденсата; |
| 15 – воздушный охладитель конденсата; | 16 – насос охлаждающей воды; |
| 17 – вентилятор установки кондиционирования; | 18 – глушитель шума; |
| НВ – наружный воздух; ПГС – парогазовая смесь; П – охлаждаемое помещение | |

Целью выполненных исследований было получение энергетических и габаритных характеристик ТЭХМ и теплообменных аппаратов (испарителя-воздухоохладителя, конденсатора и генератора) на R-142В и *n*-бутане.

Важен также правильный выбор конструктивной схемы конденсаторов воздушного охлаждения, так как большинство серийных конденсаторов выпускаются с небольшим числом рядов трубок по глубине (4 - 6) и подводом хладагента к каждому ряду – змеевику одного хода хладагента, т.е. с расположением змеевиков в плоскости, перпендикулярной направлению воздушного потока. Большое же число рядов по глубине (свыше 6) приводит к значительному расхо-

ждению в тепловых нагрузках на первые и последние змеевики и, как следствие, неполной конденсации в последних змеевиках со всеми вытекающими негативными последствиями – попаданием пара в дроссельный клапан и на всасывание циркуляционного насоса. Очевидно, что в таком случае требуется иная конструктивная схема конденсатора – аналогичная воздухоохладителю, т.е. с расположением змеевиков каждого хода хладагента в плоскости, совпадающей с направлением воздушного потока, что обеспечивает выравнивание тепловых нагрузок на змеевики. Соответственно и методика теплового расчета такого конденсатора другая.

Следует отметить, что рациональная компоновка теплообменных аппаратов (ТОА) особенно важна в случае их применения в теплоиспользующих контурах. Так, от аэродинамического сопротивления теплообменных пучков генераторов зависят показатели главной энергетической установки (в нашем случае ГТУ), а от температурных напоров в ТОА – энергетические показатели ТУК и, в конечном счете, достижимый эффект от утилизации.

Исходные параметры для разработки кондиционера с ТЭХМ: хладагенты – н-бутан и R-142В; температура ПГС перед генератором – 160 °С; кипения хладагента в генераторе – 120 °С, в конденсаторе – 45 °С, в испарителе-воздухоохладителе – 10 °С, наружного воздуха на входе в испаритель-воздухоохладитель и конденсатор – 30 °С. В качестве базового варианта выбран серийно выпускаемый судовой автономный кондиционер типа "Климат-125" холодопроизводительностью 14 кВт.

Для воздухоохладителя выбрана трубчато-пластинчатая теплообменная поверхность, набираемая из стандартных секций: наружный и внутренний диаметры труб 10 и 8 мм; степень оребрения 16. Для воздушных конденсаторов также с пластинчатым оребрением диаметры трубок были соответственно 12 и 10 мм. Генератор пара выполнен из гладких трубок с наружным и внутренним диаметрами 22 и 16 мм.

На рис. 2, а представлены зависимости коэффициента эжекции U (отношения расходов эжектируемого пара, поступающего из испарителя-воздухоохладителя, и силового пара высокого давления от генератора) от температуры конденсации t_k при разных температурах генерации t_g для н-бутана. Температура кипения в испарителе-воздухоохладителе составляла при этом 10 °С. Как видно, с повышением t_k (температуры охлаждающего конденсатор наружного воздуха) происходит значительное уменьшение U . С увеличением же t_g величина U также возрастает. Однако следует учесть, что предельная температура t_g ограничивается значением критической температуры $t_{кр}$ (для н-бутана $t_{кр} = 153$ °С; для R-142В $t_{кр} = 136$ °С).

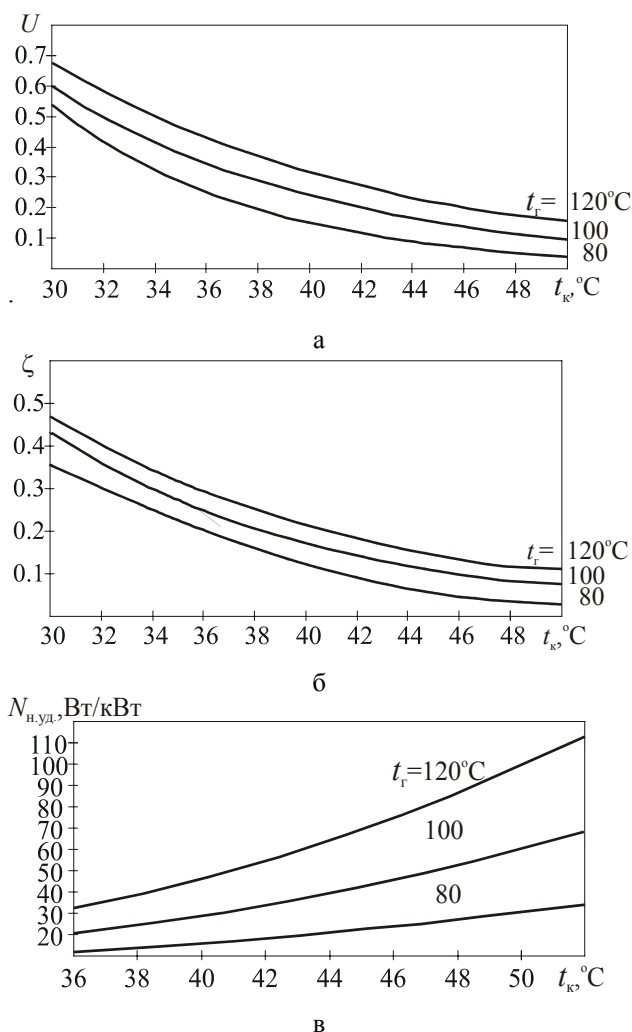


Рис. 2. Зависимости коэффициента эжекции U (а), коэффициента трансформации теплоты ζ (б) и удельной мощности циркуляционного насоса $N_{н,уд}$ (в) от температуры конденсации t_k при разных температурах генерации t_g

Энергетическая эффективность ТЭХМ характеризуется тепловым коэффициентом ζ – отношением холодопроизводительности Q_0 к количеству теплоты Q_g , подведенной в генераторе, т.е. $\zeta = Q_0 / Q_g$. Зависимость ζ (без учета затрат мощности на привод циркуляционного насоса N_n) от тех же параметров приведена на рис. 2, б. В рассматриваемом диапазоне температур значения ζ изменяются от 0,10 до 0,45, приближаясь с понижением t_k (температуры охлаждающего конденсатор наружного воздуха) к величине, соответствующей абсорбционным холодильным машинам (АХМ).

Характер зависимости удельной мощности циркуляционного насоса $N_{н,уд}$ (отношения мощности насоса

N_n к холодопроизводительности Q_0 , т.е. затрат электроэнергии на привод насоса, приходящихся на 1 кВт вырабатываемого в ТЭХМ холода) от t_k (рис. 2, в) противоположный таковому для ζ (рис. 2, б): с повышением t_k значения ζ возрастают от 0,01 до 0,10.

Для указанных выше параметров работы получены следующие значения характеристик: $U \approx 0,2$; $\zeta \approx 0,15$; $N_{н.уд} \approx 0,07$. Хотя ζ для ТЭХМ и значительно ниже соответствующей величины для АХМ, но исключительная простота конструкции, высокая надежность и гораздо меньшие массогабаритные характеристики делают ТЭХМ более предпочтительными. К тому же на ГПС всегда имеется избыток теплоты уходящих газов практически при отсутствии ее потребителей. Для *n*-бутана и R-142В указанные характеристики оказались близкими. Результаты теплового расчета испарителей-воздухоохладителей показали, что площади их наружных ребристых поверхностей для *n*-бутана и R-142В примерно одинаковы, но превышают соответствующую характеристику для базового кондиционера на R-22 почти в 1,5 раза.

Поверхности воздушных конденсаторов ТЭХМ для *n*-бутана и R-142В также мало отличались, но при этом превышали наружную поверхность воздушного конденсатора базового кондиционера более чем в 6 раз. Это объясняется сравнительно низкими коэффициентами эжекции U и обусловленными ими большими расходами хладагента через конденсатор, превышающими его расход через испаритель примерно в 5 раз.

Было установлено, что при поперечной конструктивной схеме воздушных конденсаторов ТЭХМ (с расположением змеевиков каждого хода хладагента в плоскости, перпендикулярной воздушному потоку, как показано на рис. 3) приемлемое число змеевиков (с точки зрения равномерного распределения тепловой нагрузки на змеевики не более 6) возможно при количестве конденсаторов не менее 4.

Поскольку при заданной суммарной тепловой нагрузке глубина теплообменника (число рядов трубок

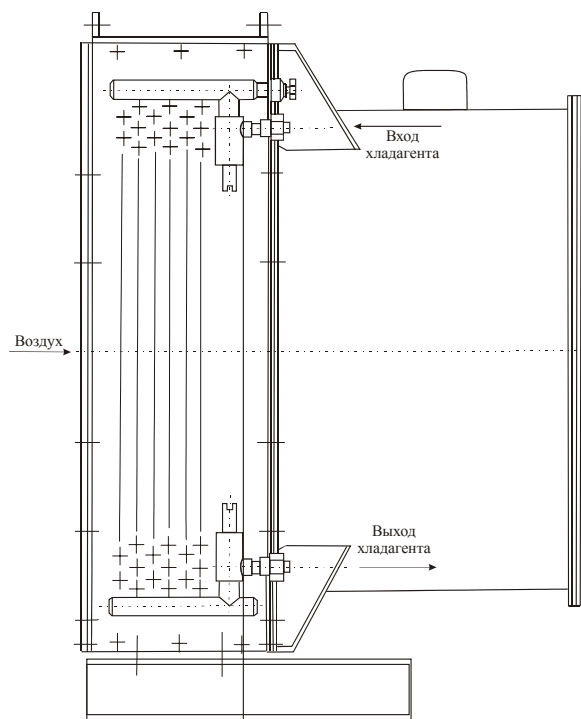


Рис. 3. Воздушный конденсатор с вентилятором

по глубине n_2) зависит от площади поверхности змеевика во фронтальном сечении, соответствующей полной конденсации хладагента, то уменьшение числа конденсаторов при неизменной площади фронтального сечения будет сопровождаться возрастанием глубины аппарата (числом змеевиков, т.е. рядов трубок по глубине n_2) и, как следствие, неравномерным распределением тепловой нагрузки по змеевикам. Следовательно, чтобы обеспечить близкие значения тепловой нагрузки на отдельные змеевики, необходимо переходить на продольную конструктивную схему (с расположением змеевиков, как и в воздухоохладителях, вдоль воздушного потока), отличную от схемы серийно выпускаемых конденсаторов судовых кондиционеров.

Площади наружных поверхностей генераторов для *n*-бутана и R-142В оказались близки.

На рис. 4 представлена одна из возможных компоновок генератора с его размещением в отдельном газоходе. Такой вариант предусматривает возможность подмешивания в ПГС наружного воздуха с целью снижения температуры ПГС.

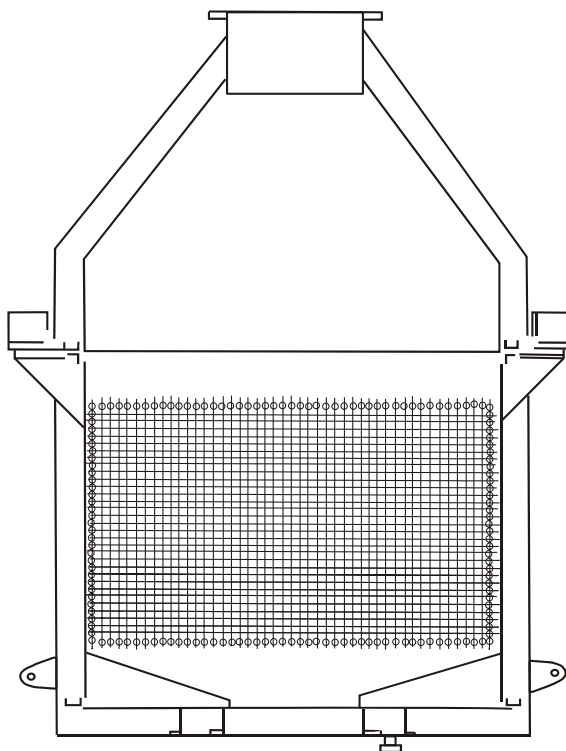


Рис. 4. Генератор пара

3. Выводы и перспектива дальнейшего использования результатов

Проанализирована возможность использования теплоты ПГС после утиль-котла для производства холода в эжекторных холодильных машинах установок кондиционирования воздуха на ГПС. Установлено, что для *n*-бутана и R-142B и температуры ПГС перед генератором 160 °С, кипения хладагента в генераторе 120 °С, в конденсаторе 45 °С, в испарителе-воздухоохладителе 10 °С, наружного воздуха на входе в испаритель-воздухоохладитель и конденсатор 30 °С тепловой коэффициент ζ составляет 0,15, удельная мощность циркуляционного насоса $N_{н.уд}$ – 0,07, коэффициент эжекции U – 0,2. При этом рассматривался конденсатор с воздушным охлаждением.

Получены геометрические характеристики испарителя-воздухоохладителя, воздушного конденсатора и генератора, которые для *n*-бутана и R-142B оказались близкими. Площади теплообменных поверхностей испарителя-воздухоохладителя и конденсатора ТЭХМ превосходят характеристики базового вариан-

та соответственно в 1,5 и 6 раз. При этом в качестве последнего был выбран серийно выпускаемый судовой автономный кондиционер на R-22 типа "Климат – 125" холодопроизводительностью 14 кВт. Столь значительное превышение поверхностью конденсатора ТЭХМ таковой для базового варианта объясняется низкими значениями коэффициента эжекции, обусловленными в свою очередь необходимостью обеспечения повышенного давления в конденсаторе воздушного охлаждения. В случае водяного охлаждения и более низких давлений конденсации коэффициенты эжекции и тепловой возрастают более чем в 3 раза. Соответственно сокращаются поверхности конденсатора и генератора.

Установлено, что при поперечной конструктивной схеме воздушных конденсаторов ТЭХМ (с расположением змеевиков каждого хода хладагента в плоскости, перпендикулярной воздушному потоку) приемлемое число змеевиков (с точки зрения равномерного распределения тепловой нагрузки на змеевики - не более 6) возможно при количестве конденсаторов не менее 4. Для уменьшения числа конденсаторов необходимо переходить на продольную конструктивную схему: с расположением змеевиков, как и в воздухоохладителях, вдоль воздушного потока.

Поступила в редакцию 05.06.03

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор Г.А. Горбенко, Национальный аэрокосмический университет «ХАИ», г. Харьков; д-р техн. наук, профессор А.Л. Шубенко, ИПМаш НАНУ, г. Харьков.